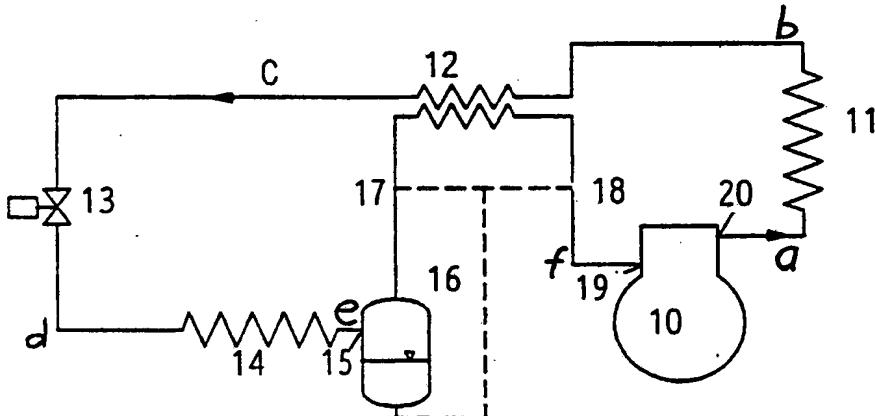




INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(51) International Patent Classification ⁴ : F25B 1/00	A1	(11) International Publication Number: WO 90/07683 (43) International Publication Date: 12 July 1990 (12.07.90)
		(21) International Application Number: PCT/NO89/00089 (22) International Filing Date: 6 September 1989 (06.09.89) (30) Priority data: 890076 9 January 1989 (09.01.89) NO (71) Applicant (for all designated States except US): SINVENT AS [NO/NO]; N-7034 Trondheim (NO). (71)(72) Applicant and Inventor: LORENTZEN, Gustav [NO/NO]; Prost Castbergs vei 3, N-7016 Trondheim (NO). (74) Agent: CURO AS; N-7094 Lundamo (NO).
<p>(81) Designated States: AT (European patent), BE (European patent), CH (European patent), DE (European patent), DK, FI, FR (European patent), GB (European patent), IT (European patent), JP, KR, LU (European patent), NL (European patent), NO, SE (European patent), US.</p> <p>Published <i>With international search report.</i> <i>With amended claims.</i></p>		

(54) Title: TRANS-CRITICAL VAPOUR COMPRESSION CYCLE DEVICE



(57) Abstract

The present invention involves the regulation of specific enthalpy at evaporator inlet by deliberate use of the pressure and/or temperature before throttling for capacity control. Capacity is controlled by varying the refrigerant enthalpy difference in the evaporator, by changing the specific enthalpy of the refrigerant before throttling. In the super-critical state this can be done by varying the pressure and temperature independently. In a preferred embodiment this modulation of specific enthalpy is done by varying the pressure before throttling. The refrigerant is cooled down as far as it is feasible by means of the available cooling medium, and the pressure regulated to give the required enthalpy. Another embodiment involves modulation of enthalpy by variation of the refrigerant temperature before throttling. This is done by controlling the heat rejection from the device.

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許出願公告番号

特公平7-18602

(24) (44)公告日 平成7年(1995)3月6日

(51)Int.Cl.⁶
F 25 B 1/00
9/00

識別記号 395 Z
府内整理番号 Z

F I

技術表示箇所

請求項の数8(全11頁)

(21)出願番号 特願平1-509515
(86) (22)出願日 平成1年(1989)9月6日
(65)公表番号 特表平3-503206
(43)公表日 平成3年(1991)7月18日
(86)国際出願番号 PCT/NO89/00089
(87)国際公開番号 WO90/07683
(87)国際公開日 平成2年(1990)7月12日
(31)優先権主張番号 890076
(32)優先日 1989年1月9日
(33)優先権主張国 ノルウェー(NO)

早期審査対象出願

(71)出願人 99999999
シンヴェント・アクシェセルスカーブ
ノルウェー国、7034 トロンドハイム
(番地なし)
(72)発明者 ローレンツエン、グスタフ
ノルウェー国、7016 トロンドハイム、ブ
ロスト・カストベルグス・ヴェイ 3
(74)代理人 弁理士 曾我 道照 (外3名)

審査官 藤原 直欣

(56)参考文献 特開 平1-193561 (JP, A)
特開 昭47-21739 (JP, A)
特開 昭49-128344 (JP, A)
特開 昭58-120056 (JP, A)

(54)【発明の名称】超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法およびその装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】蒸気圧縮サイクルの高サイドにおいては超臨界圧力で運転される一体的閉回路を形成するように、直列連結された圧縮機(10)、冷却装置(11)、絞り手段(13)及び蒸発器(14)を備えた超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法において、前記閉回路に配設された緩衝用冷媒レシーバの液体残量を変更することによって、前記閉回路の高サイド内の冷媒充填量を変動させてその高サイドの圧力を調整し、前記蒸気圧縮サイクルの所定の冷却能力をもたらすことを特徴とする超臨界蒸気圧縮サイクルの運転方法。

【請求項2】上記閉回路の高サイドにおける冷媒充填量の変動を、冷却能力操作手段としての絞り手段のみを用いて、蒸発器(14)と圧縮機(10)の中間に配置された低圧冷媒レシーバ(16)の液体残量を変動させることに

より達成することを特徴とする請求項1に記載の方法。
【請求項3】上記閉回路の高サイドにおける冷媒充填量の変動を、弁(21)及び絞り手段(13)を調整し、弁(21)と絞り手段(13)との間で閉回路に配設された冷媒レシーバ(22)の超臨界圧力で加圧されている冷媒充填量を変動させることにより達成することを特徴とする請求項1に記載の方法。

【請求項4】上記閉回路の高サイドにおける冷媒充填量の変動を、弁(23, 24)を備える管路により閉回路の高サイド及び低サイドに連結される貯蔵手段(25)に対する冷媒の充填量又はそこからの除去量を継続的に調整すると共に、貯蔵手段(25)における圧力を高サイド圧力及び低サイド圧力の中間値に保持することにより達成することを特徴とする請求項1記載の方法。

【請求項5】蒸発器流出口条件が蒸気及び液体の2相混

合体として維持され、圧縮機に吸入される前に、高圧冷媒により低圧冷媒が蒸発及び過熱を受けるようになっている付加的熱交換器(12)の低圧流入口に低圧冷媒レシーバ(16)の液体をもたらすことを特徴とする請求項1記載の方法。

【請求項6】上記冷媒が二酸化炭素であることを特徴とする請求項1～5のいずれか1項に記載の方法。

【請求項7】蒸気圧縮サイクルの高サイドにおいては超臨界圧力で運転される一体の閉回路を形成するように、直列連結された圧縮機(10)、冷却装置(11)、絞り手段(13)及び蒸発器(14)を備えた超臨界蒸気圧縮サイクル装置において、

前記蒸発器(14)と前記圧縮機(10)との中間に配置された低圧冷媒レシーバ(16)と、

前記蒸気圧縮サイクル内で、前記低圧冷媒レシーバ(16)と前記圧縮機(10)との中間に配置された、前記低圧冷媒レシーバ(16)の頂部と底部に連通する低圧流入口(17)と、前記冷却装置(11)の流出口に連通する高圧流入口とを有する熱交換器(12)とを備え、前記低圧冷媒レシーバ(16)の液体残量を変更して前記高サイド圧力を調整する前記絞り手段(13)を、前記冷却装置(11)と前記蒸発器(14)との間に配設したことを特徴とする超臨界蒸気圧縮サイクル装置。

【請求項8】使用される冷媒が二酸化炭素であることを特徴とする請求項7記載の装置。

【発明の詳細な説明】

発明の分野

この発明は、閉回路において、高サイドにおいては超臨界条件下で作動される冷媒を利用する冷凍機、空調ユニット及びヒートポンプのような蒸気圧縮サイクルの運転方法およびその装置に関し、特に、その種の装置の能力を調整及び制御する方法に関するものである。

発明の背景

冷凍、空調又はヒートポンプを目的とした通常の蒸気圧縮サイクル装置は、第1図に原理的に示される。この装置は、圧縮機(1)、凝縮熱交換器(2)、絞り弁

(3)、及び蒸発熱交換器(4)から構成される。それらの要素は流動閉回路に連結され、そこに冷媒が循環されている。蒸気圧縮サイクル装置の運転原理は次のとおりである：冷媒蒸気の圧力及び温度は圧縮機(1)により増大され、次いで、その冷凍剤蒸気が凝縮器(2)に入り、そこで冷却及び凝縮され、熱が二次冷却材に与えられる。この後、高圧液状冷媒は膨張弁(3)により蒸発圧力及び温度に絞られる。蒸発器(4)において、冷媒は沸騰し、その周囲から熱を吸収する。蒸発器流出口における蒸気は圧縮機に吸い込まれ、サイクルが完了する。

通常の蒸気圧縮サイクル装置は、もっぱら臨界圧力未満で運転作動される冷媒（たとえば、R-12、CF₂Cl₂）を利用する。多数の色々な物質又は物質の混合物が、冷媒

として利用される。流体の臨界温度は、凝縮が発生するための上限を設定することから、冷媒の選択は他の要素と共に凝縮温度による影響を受ける。合理的な効率を維持するため、凝縮温度より少なくとも20～30K高い臨界温度を有する冷媒を利用することが、通常は望ましい。臨界近似温度は通常のシステムの設計及び運転において、通常は避けられる。

この技術は文献中、例えば米国加熱、冷凍及び空調技術者協会ハンドブック、基礎1989および冷凍1986 (Handbooks of American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., Fundamentals 1989 and Refrigeration 1986)、において詳細に記載されている。

今日一般的な冷媒（ハロカーボン）のオゾン破壊作用により、これらの冷媒の利用の禁止及び縮少について強力な国際的活動がなされている。その結果、現行技術の代替技術を見出すことが緊急な要求事項となっている。

通常の蒸気圧縮サイクル装置の能力制御は主として、蒸発器を通過する冷媒の質量流量を調整することにより達成される。これはたとえば、圧縮機容量、絞り制御又はバイパス操作により行われる。これらの方法には、より複雑な流れ回路や構成要素、付加装置や付属品の必要性、部分負荷効率の低下、及び他の複雑性、という問題が含まれる。

通常のタイプの流体調整装置はサーモスタット式膨張弁であり、これは蒸発器流出口における過熱により制御される。変動する運転条件における適切なバルブ作動は、かなりの部分の蒸発器を冷媒を過熱するために利用することにより達成され、その結果、熱伝達係数が低下することとなる。

さらに、通常の蒸気圧縮サイクル装置の凝縮器における熱排除は、主として一定温度において生ずる。したがって、熱力学的損失が、ヒートポンプ適用時におけるように、大きな温度増加により2次冷却材に熱を付与する時、あるいは有効2次冷却材流量が小さい時に発生する。

超臨界条件下における蒸気圧縮サイクルの運転は、従来ある程度は実施されていた。ハロカーボンが利用されるようになった時（40～50年前）までは、CO₂が食料及び積荷のための船舶冷凍において、冷媒として一般的に利用されていた。そのシステムは蒸発及び凝縮により、通常は臨界未満圧力において運転されるように設計されていた。一般的には船舶が熱帯地域を通過する場合、冷却用海水温度は高すぎ、通常の凝縮をもたらすことができず、装置は高サイドにおいて、超臨界条件において運転されることがある。（CO₂についての臨界温度は-31°C）。この場合において、高サイドにおける冷媒の充填量を、圧縮機の流出部における圧力が90～100バールに上昇されて、冷却能力を合理的なレベルに維持する点まで増大することが行われていた。CO₂による冷凍技術は古

典型的文献、たとえば、ピー・オスターク著、「冷凍処理 (Kalteprozesse)」スプリンガー1933年発行、又はエイチ・ジー・マクインタイア「冷凍工学」ワイリー1937年発行、に記載されている。

古典的なCO₂システムにおける通常の実施慣行は、別個の貯蔵シリンダから必要な特別の充填量を追加するというものであった。通常の方法において凝縮器の後に装着されるレシーバないし受液部は、この発明が意図している機能を提供することはできない。

超臨界高サイド圧力において運転される、所定の蒸気圧縮サイクル装置の能力及び効率を増大する別の方法は、西独特許第278095号（1912年）明細書に示されている通り、周知である。この方法は、超臨界領域における中間冷却を行う2段階圧縮を包含する。標準的システムに比較して、これは付加的な圧縮機又はポンプ、及び熱交換器の装着を必要とする。

ダブリュー・ビー・ゴスニイによる「冷凍理論 (Principles of Refrigeration)」（ケンブリッジ大学1982年発行）は、臨界近似圧力運転の特性のいくつかを指摘している。そこでは、高圧サイドにおける冷媒充填量の増大は、膨張弁を一時的に遮断し、蒸発器からある程度の充填量を移転することにより達成され得ること、が示唆されている。しかし、これは蒸発器を液体不足にし、最も望まれる時点での能力低下の原因になる。

二酸化炭素を冷媒として蒸気圧縮サイクルの高サイドでは超臨界圧力とすることも考えられたが、その冷却能力の調整に何等の解決を見いだすことができず、具体化されることはなかった。

発明の目的

したがって、この発明の目的は、従来技術における前述の問題点及び不利を回避すると共に、超臨界蒸気圧縮サイクル装置の能力を調整及び制御することのできる新規で、改良され、かつ単純で効率的な装置を提供することである。

この発明の別の目的は、OFC冷媒の利用を避けると同時に、安全、環境危機及び価格についていくつかの魅力的な冷媒を適用することのできる、蒸気圧縮サイクルを提供することである。

この発明のさらに別の目的は、主として一定の冷媒の質量流量における運転、及びバルブ操作による単純な能力調整を包含する、新規な能力制御方法を提供することである。

さらにまた、この発明の別の目的は、滑り温度すなわちグライディング温度 (gliding temperature) において熱を排除 (rejecting) するサイクルを提供し、2次冷却材流量が小さい場合、あるいは2次冷却材が比較的高温まで加熱される時、熱交換損失を低減することである。

発明の概要

この発明の前述及び他の目的は、装置の冷凍及び加熱能

力を制御するにあたり、超臨界状態における熱力学的特性が利用されるようにした、超臨界条件（すなわち、超臨界高サイド圧力、臨界未満低サイド圧力）において通常的に運転される方法を提供することにより達成される。

この発明は、能力制御のための絞り操作前の圧力及び／又は温度の慎重利用による、蒸発器流入口における比エンタルピの調整を包含する。能力は、蒸発器における冷媒のエンタルピ差を変動させることにより、かつ絞り操作前の冷媒の比エンタルピを変化させることにより制御される。これは超臨界状態においては、圧力及び温度を独立して変化させることにより実施され得る。好ましい実施例において、この比エンタルピの調整は、絞り操作前の圧力を変化させることにより実施される。冷媒は、有効な冷却媒体により、可能な限り冷却され、また圧力が必要なエンタルピを与えるように調整される。

図面の簡単な説明

以下、この発明について、第1図～第8図を参照して、詳細に説明する。

第1図は通常の（臨界未満）蒸気圧縮サイクル装置の概略図である。

第2図はこの発明の好ましい実施例により構成された超臨界蒸気圧縮サイクル装置の概略図である。この実施例は蒸発器システムの一部として、冷媒を液体状態に保持する容積を包含している。

第3図はこの発明の第2実施例により構成された超臨界蒸気圧縮サイクル装置の概略図である。この実施例は、2つのバルブの間で流れ回路に直接連結される中間圧力レシーバを包含している。

第4図はこの発明の第3実施例により構成された超臨界蒸気圧縮サイクル装置の概略図である。この実施例は、冷媒を液体状態に、あるいは超臨界状態に保持する特別のレシーバを包含している。

第5図は異なる運転条件における第2図、第3図又は第4図の超臨界蒸気圧縮サイクル装置における圧力及びエンタルピの関係を示すグラフである。

第6図はこの発明による圧力制御方法による冷凍能力の制御を示すグラフ群である。図示される結果は、この発明の好ましい実施例に従って組立てられた研究室実験システムにおいて測定された。

第7図はこの発明による熱排除量の制御による冷凍能力の制御を示すグラフ群である。図示される結果は、この発明の好ましい実施例に従って組立てられた研究室実験システムにおいて測定された。

第8図は二酸化炭素を冷媒として利用すると共に、異なる高サイド圧力において運転される第2図の超臨界蒸気圧縮サイクル装置における温度及びエントロピーの関係を示すテスト結果である。

発明の詳細な説明

この発明の高サイドにおいては超臨界圧力である蒸気圧

縮サイクル装置は、臨界温度が熱流入口温度と熱流出口の平均温度との間にある冷媒、及び冷媒が循環される作動流体閉回路とを包含する。

適切な作動流体は、たとえば、エチレン (C_2H_4) 、デイボラン (B_2H_6) 、2酸化炭素 (CO_2) 、エタン (C_2H_6) 及び酸化窒素 (N_2O) 、とすることができる。

作動流体閉回路は、一体貯蔵セグメントを備える冷媒流れループから構成されている。第2図はこの発明の好ましい実施例を示し、ここでは貯蔵セグメントが蒸発器システムの一体部分となっている。流れ回路は、熱交換器11に直列連結される圧縮機10と、向流型熱交換器12と、絞り弁13とを包含する。絞り弁は任意の膨張装置に置換され得る。蒸発熱交換器14と、液体分離器／レシーバ16と、向流型熱交換器12の低圧側とが、絞り弁13と圧縮機10の流入口19の中間に、流通可能に連結されている。液体レシーバ16は蒸発器出口15に連結され、またレシーバ16のガス相流出口は向流型熱交換器12に連結されている。

向流型熱交換器12はこの装置の機能を達成するために絶対に必要であるというものではないが、その効率、特に能力増大要素に対する応答速度を改善する。これはまた、油を圧縮機に戻す作用も有する。そのため、レシーバ16からの液相ライン（第2図に破線で示される）が、向流型熱交換器12の前で点17において、あるいはその後で点18において、あるいはこれらの点の間の任意の位置において、吸引ラインに連結される。液体流量、すなわち冷媒および油は、適切な通常の液体流量制限装置（図示されない）により制御される。ある程度過剰の液体冷媒を蒸気ラインに流入させることにより、蒸発器流出口における液体過剰状態が達成される。

第3図に示されるこの発明の第2実施例において、作動流体回路の貯蔵セグメントは、弁21及び絞り弁13間で、流れ回路に組み込まれたレシーバ22を包含する。流れ回路の他の構成要素10～14は前記実施例における要素と同一であるが、熱交換器12は重大な結果をもたらすことなく、省略することができる。レシーバ22内の圧力は流れ回路の高サイド圧力及び低サイド圧力の中間に保持される。

第4図におけるこの発明の第3実施例において、作動流体回路の貯蔵セグメントは特別のレシーバ25を包含し、そこでは圧力が流体回路の高サイド圧力及び低サイド圧力間に保持される。貯蔵セグメントはさらに、流体回路の高圧部及び低圧部にそれぞれ連結される弁23及び弁24を備える。

作用について説明する。冷媒は圧縮機10において適切な超臨界圧力まで圧縮され、圧縮機流出口20は、第5図において状態「a」として示される。冷媒は熱交換器11を通って循環され、そこで状態「b」まで冷却されて、熱を適切な冷却材、たとえば冷却空気又は水に放出する。所望により、冷媒は、状態「d」まで絞り操作される前

に、向流型熱交換器12において状態「c」まで、さらに冷却されても良い。絞り弁13での圧力低下により、第3図に状態「d」として示されるように、ガス／液体の2相混合物が形成される。冷媒は蒸発器14において、液相の蒸発により熱を吸収する。蒸発器流出口における状態「e」から冷媒の蒸気は、向流型熱交換器12において、圧縮機流入口19に流入する前に、状態「f」まで加熱されても良く、圧縮機流入口19の流入によりサイクルが完成される。この発明の好ましい実施例においては第2図に示されるように、蒸発器流出口の状態「e」は、蒸発器流出口における液体過剰状態により、2相領域状態にある。

超臨界サイクル装置の能力調整は、蒸発器流入口、すなわち第5図の点「d」における冷媒の状態を変動させることにより達成される。冷媒の単位質量流量当たりの冷却能力、すなわち、所定の冷却能力は、状態「d」および状態「e」間のエンタルピ差に対応する。このエンタルピ差は、第5図において、エンタルピ・圧力線図の水平長さとして示されている。

絞り操作は定エンタルピ処理であり、従って点「d」におけるエンタルピは、点「c」におけるエンタルピに等しい。その結果、定冷媒質量流量における冷凍能力(kW)は、点「c」におけるエンタルピを変動させることにより制御され得る。

超臨界サイクルにおいては、高圧単相冷媒蒸気は凝縮されないが、熱交換器11において温度が低下されることに注目すべきである。熱交換器（点「b」）における冷媒の最終温度は、向流が利用される場合、流入冷却空気又は水温より数度高い。そして、高圧蒸気は向流型熱交換器において、数度低い点「c」まで冷却されることができる。しかし、その結果、定冷却空気又は水流入温度において、点「c」における温度は、高サイドにおける圧力レベルとは無関係に、主として一定になる。

したがって、装置能力の調整は、点「c」における温度をほぼ一定の状態として、高サイドにおける圧力を変動することにより達成される。臨界点付近での等温線のカープは、第5図に示されるように、圧力によるエンタルピの変動をもたらす。図は基準サイクル（ $a - b - c - d - e - f$ ）、高サイド圧力が低下されたことによる低能力のサイクル（ $a' - b' - c' - d' - e - f$ ）、及び高サイドにおける高圧による高能力のサイクル（ $a'' - b'' - c'' - d'' - e - f$ ）を示している。蒸発器圧力は一定であると仮定される。

高圧サイドの圧力は、単相流体により充満されていることから、温度とは無関係である。

圧力を変動させるには、高サイドにおける冷媒の質量を変動させること、すなわち、高サイドにおける瞬間的冷媒充填量の所定量を、付加又は除去することが必要である。これらの変動は液体のオーバーフロー又は蒸発器の乾燥化を避けるため、緩衝装置ないしバッファにより処

理されなければならない。

第2図に示されるこの発明の好ましい実施例において、高サイドの冷媒質量は絞り弁13の開度を一時的に低減することにより、増大され得る。蒸発器に対する付随して低減される冷媒流量により、蒸発器流出口15における余剰液体量は低減される。しかし、レシーバ16から吸引ラインへの液体冷媒流量は一定である。その結果、レシーバに流入及びそこから流出する液体流量間のバランスはシフトされ、その結果、レシーバの液体残量は減少し、対応して流れ回路の高圧サイドに冷媒が蓄積される。高サイド充填量の増大は、圧力の増大、したがって、冷凍能力の増大を伴う。この回路の低圧サイドから高圧サイドへの質量移転は、冷凍能力と負荷とのバランスを見出されるまで継続される。

絞り弁13の開放により、冷媒の蒸発量はほぼ一定であることから、蒸発器流出口15における余剰液体量が増大される。このレシーバへ流入する液体流量と、レシーバから吸引ラインへの液体流量との差の流量が、蓄積される。その結果、冷媒充填量が流れ回路の高サイドから低サイドへ移送され、レシーバにおいて液体状態で貯蔵され、高サイド充填量は低減される。高サイド充填量、したがって圧力を低減することにより、装置の能力は、バランスが見出されるまで減少される。

レシーバから圧縮機吸引ラインへのある程度の液体移送が、レシーバの液相における潤滑剤の蓄積を避けるために必要になる。

第3図に示されるこの発明の第2実施例において、高サイドにおける冷媒質量は、蒸発器への十分な液体流量を提供するために弁21の遮断及び絞り弁13の調整を同時にを行うことにより、増大され得る。これは高サイドから弁21を介してレシーバへの冷媒の流量を減少させ、その場合、冷媒質量が圧縮機により低サイドから高サイドへ移転される。

高サイド充填量の低減が、絞り弁13を通る流量をほぼ一定に保持しながら弁21を開放することにより、達成される。これは質量を流れ回路の高サイドからレシーバ22へ移す。

第4図に示されるこの発明の第3実施例において、高サイドの冷媒質量は、弁24を開放し、同時に絞り弁13を通る流量を低減することにより増大され得る。これにより、冷媒充填量は絞り弁13を通る流量の低減により、高圧サイドに蓄積される。蒸発器に対する十分な液体流量が、弁24を開放することにより得られる。

高サイド充填量の低減は、弁23を開放し、冷媒充填量のいくらかを高サイドからレシーバへ移送することにより、達成され得る。したがって、装置の能力制御は、弁23及び弁24を調整すると同時に、絞り弁13を操作することにより達成される。

第2図に示されるように、この発明の好ましい実施例は、能力制御が単一弁のみの操作により行われる単純性

という利点を有している。さらに、この実施例により組立てられた超臨界蒸気圧縮サイクル装置は、高サイド充填量、したがって冷却能力の変化を伴うレシーバ16の液体内容量の変化によって冷却負荷の変動に適応できるようすることにより、ある程度の自己調整能力を有する。さらに、蒸発器流出口において余剰液体を有する運転により、好ましい伝熱特性が与えられる。

第3図に示されるように、第2実施例は、単純な弁操作という利点を有する。弁21のみが装置の高サイドの圧力を調整し、絞り弁13だけで蒸発器の十分な供給が確保される。したがって、通常のサーモスタット式弁が絞り操作のために利用される。圧縮機に対する油の還流は、冷媒をレシーバに流動させることにより容易に達成される。しかし、この実施例は、臨界圧力より低い高サイド圧力においては、能力制御機能を与えない。レシーバ22の容積は、流出圧力及び液体ライン圧力間で運転されるだけであることから、比較的大きくされなければならない。

第4図に示されるように、さらに別の実施例は、安定状態で運転されている時、通常の蒸気圧縮サイクル装置として運転されるという利点を有する。レシーバ25を流动回路に連結する弁23及び弁24は、能力制御中のみ作動される。この実施例は、能力変化中、3つの異なる弁の使用を必要とする。

この後者の2つの実施例は、第1の好ましい実施例に比較して、レシーバの圧力が高いという欠点を有する。しかし、設計及び運転特性に関する個々のシステム間の差は、それ程重大なものではない。

これまで説明した実施例により組立てられた超臨界蒸気圧縮サイクル装置は、色々な分野において適用される。その技術は、小型及び中型の固定空調ユニットや可動空調ユニット、小型及び中型冷凍機／冷蔵装置、小型ヒートポンプ・ユニットにおいて極めて適している。最も有望な適用例の一つは自動車用空調装置におけるものであり、そこでは新規な非CFC性の軽量かつ効率的な、R12システムの代替物の必要性が緊急事項となっている。

この発明のこれまで説明された実施例は例示のためのものであり、限定するものではない。なお、参考として述べるならば、高サイド圧力を主として一定に保持すると共に、絞り操作（状態「c」）する前の冷媒温度を、冷却空気又は水の循環速度を変動させることによって調整することにより、超臨界サイクル装置の能力の調整が可能であることも明らかであろう。冷却流体、すなわち空気又は水の流量を低減することにより、絞り操作前の温度は増大し、能力は低下する。冷却流体の流量が増大すると、絞り操作前の温度が低下し、したがって装置の能力が増大する。圧力及び温度制御を組合せることも可能である。

実例

冷凍又はヒートポンプに対するこの発明の実際の適用例

が以下の実例により示されており、この実例では、第2図に示されるこの発明の実施例に従って組立てられた超臨界蒸気圧縮サイクル装置からのテスト結果が与えられ、かつ冷媒として二酸化炭素(CO₂)を利用している。

研究室テスト装置は熱源として水を利用しておらず、すなわち水が、蒸発器14における沸騰CO₂による熱交換により冷凍される。水は冷却材としても利用され、熱交換器11においてCO₂により加熱される。テスト装置は61ccmの往復圧縮機10及び41の総容積を有するレシーバ16を包含する。このシステムは第2図に示されるように、向流型熱交換器12及びレシーバから点17への液体ライン連結部を包含する。絞り弁13は手動操作される。

実例1

この例は、絞り弁13の開放度を変動させることにより、したがって流れ回路の高サイドにおける圧力を変動することにより、冷凍能力の制御が達成される方法を示している。高サイド圧力を変動することにより、蒸発器流入口における冷媒の比エンタルピが制御され、定質量流量における冷凍能力の調整が行われる。

蒸発器14に対する水流入口温度は20°Cで一定に保持され、また熱交換器11に対する水流入口温度は、35°Cで一定に保持される。水の循環は蒸発器14及び熱交換器11の両者において、一定である。圧縮機は一定速度で運転されている。

第6図は、絞り弁13が図面上部に示されるように操作される時に、冷凍能力(Q)の変動、圧縮機シャフト仕事量(W)、高サイド圧力(PH)、CO₂質量流量(m)、蒸発器流出口におけるCO₂温度(Te)、熱交換器11の流出口におけるCO₂温度(Tb)、及びレシーバ内の液体レベル(h)を示している。絞り弁の位置の調整のみが操作されるものである。

図示のように、能力(Q)は絞り弁(13)を操作することにより、容易に制御される。さらに、図から、安定状態において、循環CO₂質量流量(m)はほぼ一定であり、かつ冷却能力から独立していることが明らかであろう。また、熱交換器11の出口でのCO₂温度(Tb)もほぼ一定である。グラフは、能力の変動が高サイド圧力(PH)のみの変動の結果であることを示している。

さらに、図から、増大された高サイド圧力が、回路の高圧サイドへのCO₂充填量の移転により、レシーバ液体レベル(h)の低減を伴っていることも分かるであろう。最後に、能力増大中の過渡期間は蒸発器流出口における重大な過熱を包含することなく、すなわち、蒸発器流出口のCO₂温度Teはほんの小さな変動にすぎないことが示されている。

実例2

熱交換器11に対する水流入口温度が高い(たとえば、周囲温度が高い)場合は、一定の冷凍能力を維持するためには、高サイド圧力を増大することが必要になる。表1は、熱交換器11に対する水流入口温度(tw)が異なる状態で運転されるテストからの結果を示している。

蒸発器に対する水流入口温度は20°Cで一定に保持され、また圧縮機は一定速度で運転される。

表が示すように、周囲温度が上昇することにより、ほぼ一定に保持され得る。冷媒質量流量は表示されるように、ほぼ一定である。増大された高サイド圧力は、液体レベルの読みにより示されるように、レシーバの液体内容量の低減を伴う。

表 1

流入口温度(tw)	35.1	45.9	57.3	°C
冷凍容量(Q)	2.4	2.2	2.2	kW
高サイド圧力(PH)	84.9	94.3	114.1	bar
質量流量(m)	0.026	0.024	0.020	kg/s
液体レベル(h)	171	166	115	mm

実例3

この実例は、参考のために挙げられたものであり、高サイド圧力を一定に維持し、熱交換器11を通じて循環する冷却材(たとえば、空気又は水)の流量を調整することにより、装置の能力を調整及び制御する可能性を示している。

第7図は、図面の上部に示されるように熱交換器11に対する冷却材としての水の循環速度(m_w)が調整される時の、冷凍能力の変動(Q)を示している。CO₂の質量流量(m)、高サイド圧力(PH)及び熱交換器11に対する水流入口温度(ti)は、一定に保持される。圧縮機は一定速度で運転され、また蒸発器に流入する水の温度及び流量率は一定に保持される。

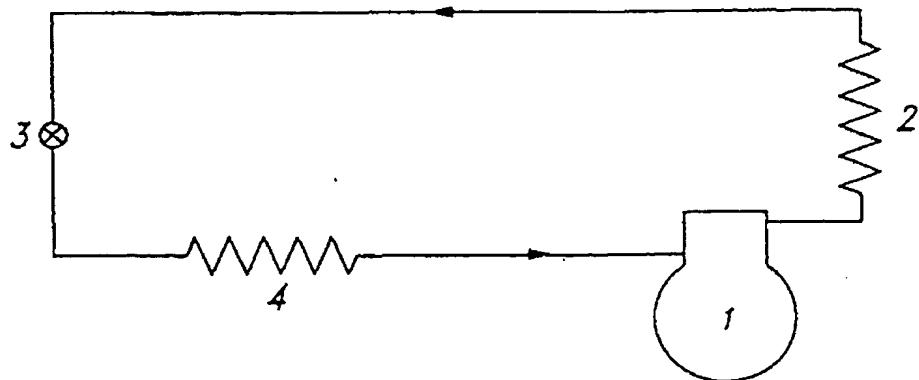
冷凍能力は図示されるように、水流量の変動により容易に制御される。CO₂の質量流量はほぼ一定である。

実例4

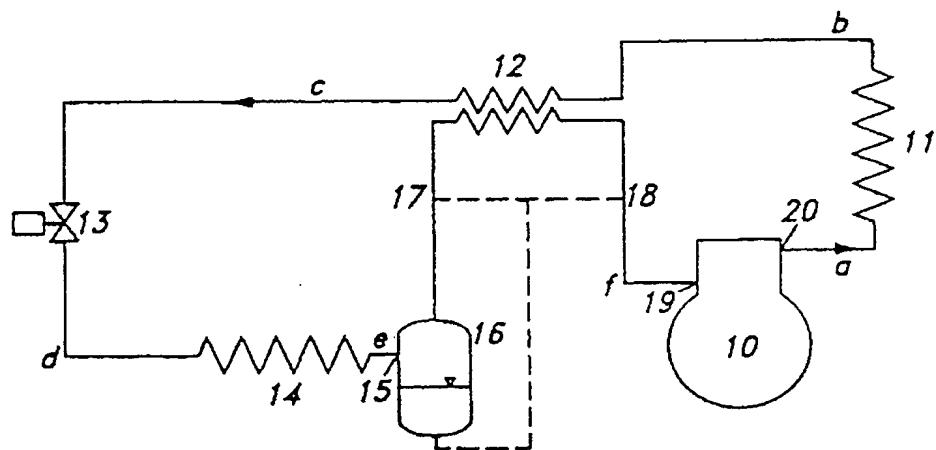
第8図は、エントロピー・温度線図における超臨界サイクルのグラフである。図示されるサイクルは異なる5つの高サイド圧力における運転中の、研究室テスト装置における測定値に基づくものである。蒸発器の圧力は一定に保持される。冷媒はCO₂である。

図は、高サイド圧力の変動によりもたらされる蒸発器流入口における比エンタルピ(h)の変化を示し、能力制御理論が良く分かるであろう。

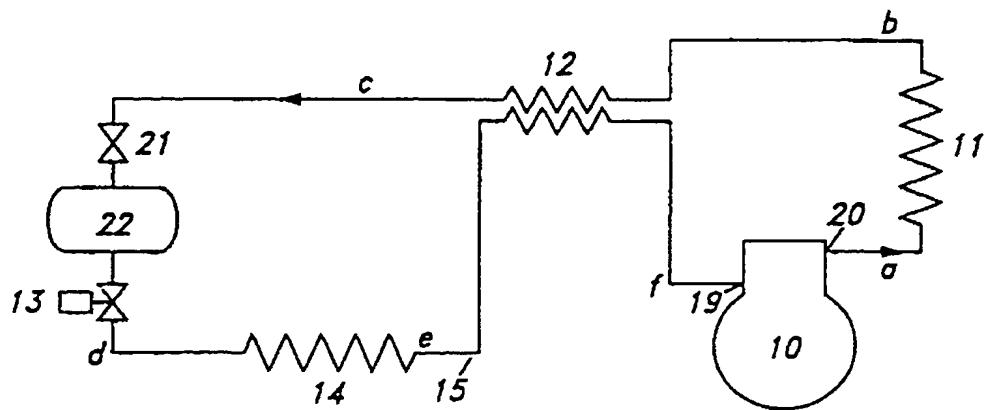
【第1図】



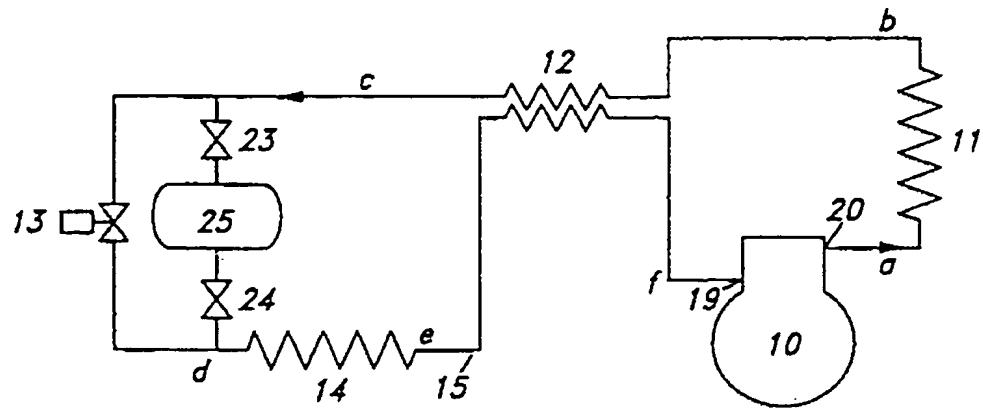
【第2図】



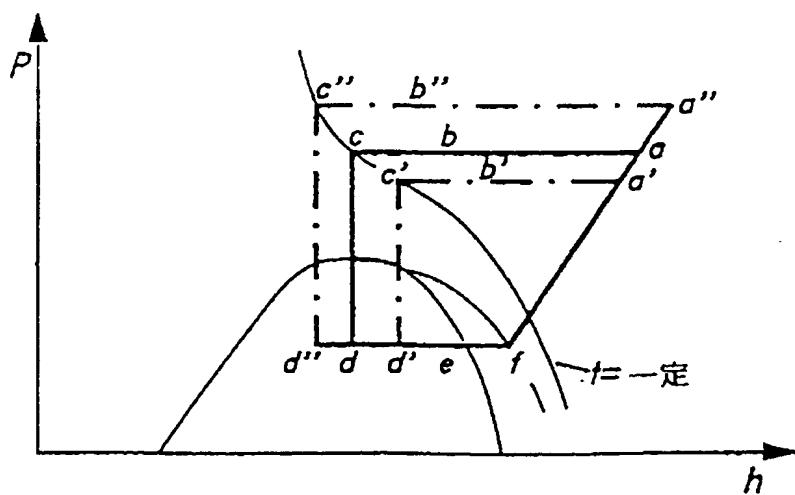
【第3図】



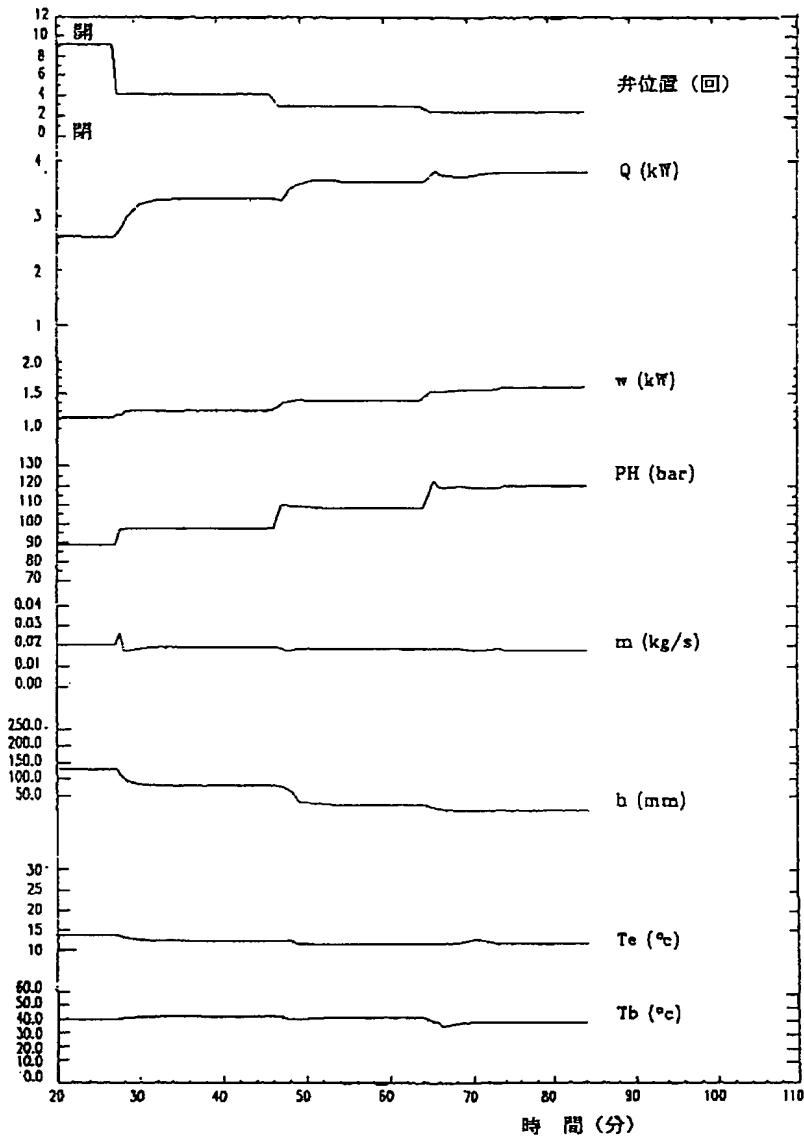
【第4図】



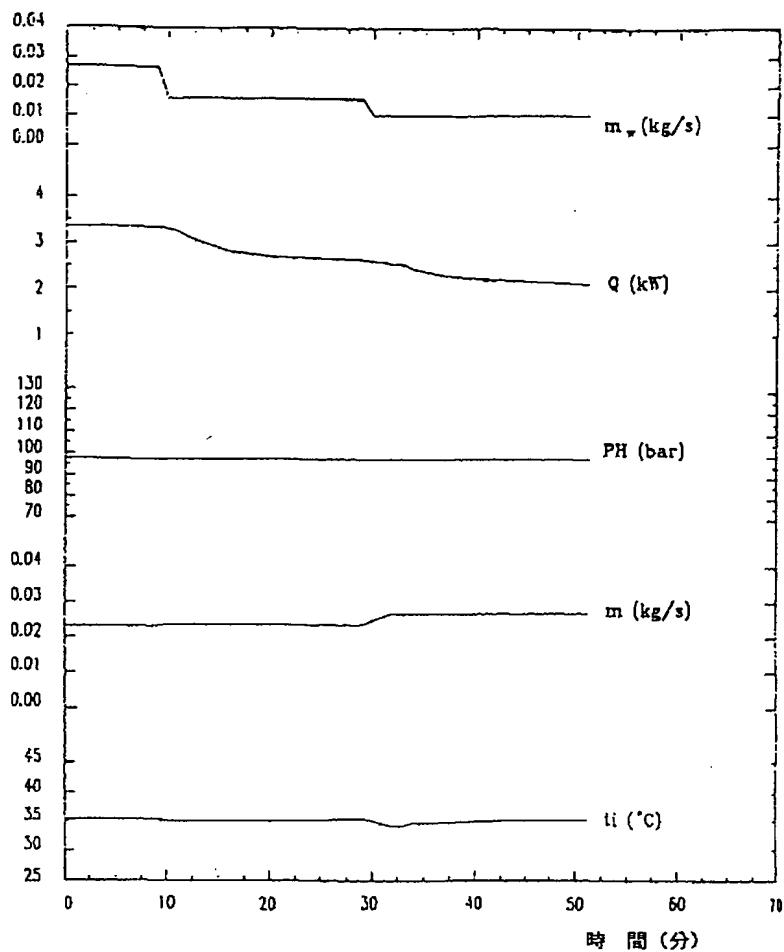
【第5図】



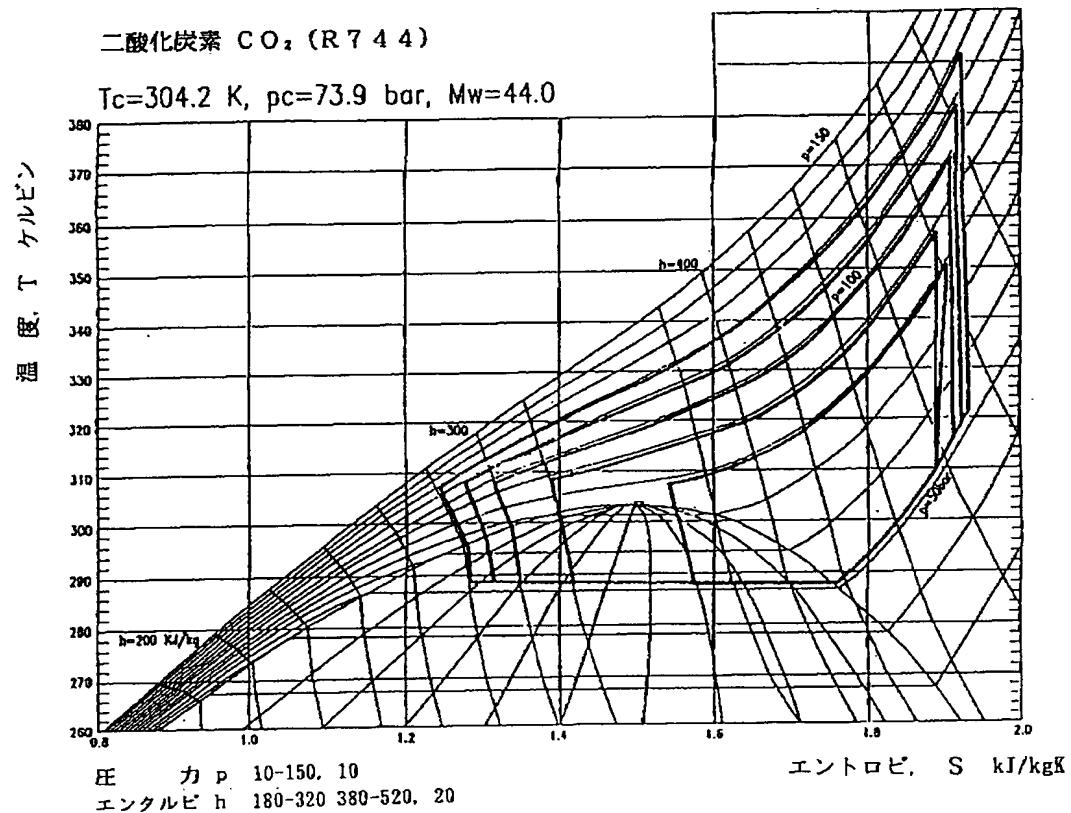
【第6図】



【第7図】



【第8図】



特義平3-503206 (9)

図 2 又にさに記述の装置。

DETAILED INFORMATION			
Flight Segment and/or carrier name	Departure date	Arrival (Inter- port arrival)	Destination city
US-A- 4XCBGZ	02/06/79	DS-A- DS-A-	284270 154484 25/04/79
		DS-A-	
US-A- 1400MSZ	02/03/79	DS-A-	
US-A- 8872088	25/02/79	DS-A- CA-A- CA-A-	1455345 1553247 15/02/79
US-A- 4672405	24/07/87	DS-A- JP-A- DS-A- JP-A-	0279622 0106555 2163244 01228149 17/07/86 01/02/86 19/02/86 03/11/86
US-A- 360266D	10/09/69	DS-A-	
US-C- 2100NS	19/03/14	DS-A-	
US-A- 5864131	09/10/78	DS-A-	